

# Wärmeübertragung durch natürliche Konvektion in starken Fliehkraftfeldern bei der Kühlung von Gasturbinen

Schmidt, Ernst

Veröffentlicht in:  
Abhandlungen der Braunschweigischen  
Wissenschaftlichen Gesellschaft Band 1, 1949,  
S.109-115



Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig

# Wärmeübertragung durch natürliche Konvektion in starken Fliehkraftfeldern bei der Kühlung von Gasturbinen<sup>1)</sup>

Von Ernst Schmidt

Mit 3 Abbildungen

## Heat transmission by natural convection at high centrifugal acceleration in water cooled gasturbine blades

The rotors of turbines undergo high centrifugal acceleration up to about 50 000 times the acceleration of gravity. This field influences in a surprising way the heat transmission by natural convection in the water filled holes arranged in the blades of gas turbines for cooling purposes following the proposals of the author. By theoretical considerations based on experimental data it is shown that the coefficient of heat transmission inside these holes is about ten times that on the gas side of the blades. In this way it was possible to run a gas turbine with a gas temperature of 1200° C whereas the blade temperature did not exceed 500° C.

### Die Grundlage der Kühlung im Fliehkraftfelde

Der Läufer einer Verbrennungsturbine mit wassergekühlten Schaufeln ist als zylindrische Trommel ausgebildet, auf deren äußerem Mantel die Schaufeln sitzen, wobei Läufer und Schaufeln entweder aus einem Stück

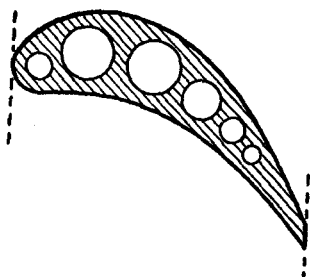


Abb. 1. Querschnitt einer Turbinenschaufel mit Wasserkühlung

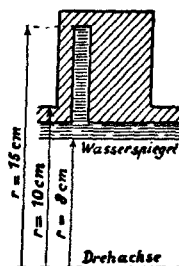


Abb. 2. Wasserfüllung der Schaufelbohrungen (schematisch)

bestehen oder durch Schweißen fugenlos verbunden sind. In den Läufer wird von der einen Seite durch die hohle Welle Wasser eingeführt und der gebildete Dampf durch das andere hohle Wellenende entnommen. Das Wasser bildet in dem Läufer unter der Wirkung der Fliehkraft einen Wasserring mit freier Oberfläche, dessen Spiegel auf einen festen Wert eingeregelt wird, so daß in der Mitte ein Dampfraum bleibt. Von dem Wasserring gehen eine Anzahl zylindrischer Bohrungen in jede Schaufel hinein, die am Schaufelende durch Schweißen geschlossen sind und somit stumpf endende Sacklöcher bilden. Die etwa 4 bis 6 Bohrungen jeder Schaufel haben je nach

der Dicke des Profils am Ort der Bohrung 2 bis 6 mm Durchmesser und füllen sich von dem Wasserring her mit Wasser. Den Querschnitt einer solchen Schaufel zeigt Abb. 1, und Abb. 2 gibt ein schematisches Bild der Wasserfüllung, wobei der Einfachheit halber nur eine Schaufelbohrung gezeichnet ist. Die eingetragenen radialen Maße entsprechen der wirklichen Ausführung eines Läufers für eine Drehzahl von  $n = 20\,000$  Umdr./min, und wir wollen diese Daten der folgenden Betrachtung zugrunde legen.

An der inneren Oberfläche des Wasserringes bei dem Radius  $r = 8$  cm möge durch den gebildeten Dampf ein Druck von 25 at aufrechterhalten werden. Unter dem Einfluß der Drehung mit der Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ treten Fliehkraftbeschleunigungen } b = r\omega^2 \text{ auf, die in Tabelle 1}$$

absolut und als Vielfache der normalen Fallbeschleunigungen  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  in Abhängigkeit vom Radius  $r$  angegeben sind.

Die Fliehkräfte verursachen eine starke radiale Zunahme des Druckes  $p$ , der in Tabelle 1 nebst der entsprechenden Siedetemperatur  $t_s$  des Wassers

Tabelle 1. Beschleunigungen  $b$ , Drücke  $p$  und Sättigungstemperaturen  $t_s$  des Wassers in den Kühlbohrungen von Gasturbinenschaufeln bei  $n = 20\,000$  Umdr./min und einem Druck im Dampfraum von 25 at bei  $r \leq 8$  cm

$r =$	8	9	10	11	12	13	14	15	cm
$b =$	351 000	395 000	439 000	483 000	527 000	570 000	614 000	658 000	m/sec <sup>2</sup>
$b/g =$	34 400	38 800	43 100	47 400	51 700	55 900	60 300	64 600	
$p =$	25	53,5	85,4	120,6	159,3	201,3	246,3	295,3	at
$t_s =$	223	267	298	324	345	365	—	—	°C

angegeben ist. In Anbetracht der höheren Temperatur in den Schaufelbohrungen ist der Rechnung ein mittleres spezifisches Gewicht des Wassers von  $0,75 \text{ g/cm}^3$  zugrunde gelegt. Die Tabelle zeigt, daß bei  $r = 12$  cm, also etwa in der Mitte der Schaufellänge, der Druck bereits auf rund 160 at gestiegen ist, was einer Sättigungstemperatur von  $345^\circ \text{C}$  entspricht. An dieser Stelle darf das Wasser, bevor es verdampft, schon  $122^\circ \text{C}$  wärmer sein als an der freien Oberfläche, wo es bei 25 at eine Siedetemperatur von  $223^\circ$  hat. Gegen Ende der Schaufel steigt der Wasserdampf erheblich über den kritischen Wert von 225 at, so daß hier auch bei noch so starker Erhitzung keine Verdampfung, sondern nur eine stetige Volumenvergrößerung auftritt.

In dem starken Beschleunigungsfeld wirken sehr große radial nach innen gerichtete Beschleunigungskräfte auf Wasserteilchen, die an der heißen Wand der Bohrung erwärmt und damit auf ein geringeres spezifisches Gewicht gebracht werden. Die Größe dieser Auftriebskräfte wollen wir nun abschätzen: An einer Stelle der Bohrung bei  $r = 12$  cm mit einer Beschleunigung  $b = 51\,700 \text{ g}$  möge im Querschnitt eine mittlere Wassertemperatur von  $280^\circ$  herrschen, und an der Wand der Bohrung sollen die Wasserteilchen um  $10^\circ$  auf  $290^\circ \text{C}$  erwärmt werden. Dabei ändert sich (nach den VDI-Wasserdampf Tafeln) das spezifische Gewicht des Wassers von  $0,765 \text{ g/cm}^3$  auf  $0,747 \text{ g/cm}^3$ . Wegen der großen Beschleunigung  $b$  ist damit ein Auftrieb von  $51\,700 \cdot (0,765 - 0,747) = 0,930 \text{ kg}$  verbunden, d. h. jedes Kubikzent-

meter Wasser im Gewicht von 0,75 g erfährt einen Auftrieb von fast 1 kg oder von dem rund 1250fachen seines Eigenwichtes. Ein nur um  $10^0$  erwärmtes Wasserteilchen wird also mit einer Kraft radial nach innen gezogen, die etwa das Tausendfache des Auftriebes einer gleich großen Dampfblase in siedendem Wasser bei normalem Atmosphärendruck ist.

Durch diese großen Auftriebskräfte entsteht ohne Verdampfung nur durch die natürliche Konvektion der Flüssigkeit eine an der Wand radial nach innen und im Kern der Bohrung entgegengesetzt gerichtete Umlaufströmung, die den Wärmeübergang auf ein Mehrfaches der uns bei siedenden Flüssigkeiten geläufigen Werte steigert. Wegen der starken radialen Druckzunahme gegen das Schaufelende hin wird die Dampfblase in den Schaufelbohrungen völlig vermieden, und sie erfolgt erst an oder dicht unter der freien Oberfläche des Wasserringes, wo sie wegen der ungehinderten Ausweichmöglichkeit des Wassers keine Unwucht des Läufers verursachen kann. Würden sich in den Schaufelbohrungen Dampfblasen bilden, so könnten sie den Wärmeübergang verschlechtern und bei ungleichmäßigem Aufsteigen in verschiedenen Bohrungen auch eine Unsymmetrie der Fliehkräfte und damit Laufunruhe verursachen.

### Wärmeübertragung in der Nähe des kritischen Zustandes

Die natürliche Konvektion wird wesentlich erleichtert durch die mit steigender Temperatur abnehmende Zähigkeit des Wassers. Im Gebiet des kritischen Punktes tritt aber noch eine weitere Steigerung dadurch ein, daß bei Annäherung an diesen Punkt der thermische Ausdehnungskoeffizient und die spezifische Wärme stark anwachsen, um im kritischen Punkt selbst beide unendlich zu werden. Der große Ausdehnungskoeffizient erhöht die treibenden Kräfte der Umlaufbewegung, und die große spezifische Wärme steigert die Wärmetransportleistung durch Konvektion. Man könnte vermuten, daß mit dem Unendlichwerden von Ausdehnungskoeffizient und spezifischer Wärme auch der Wärmeübergang am kritischen Punkte gegen unendlich ginge, so daß endliche Wärmemengen schon bei unendlich kleinem Temperaturgefälle übertragen werden könnten. Das ist aber nicht der Fall, denn die Zähigkeit und das Wärmeleitvermögen bleiben beide im kritischen Punkte endlich. Die Wärmeleitzahl hat dort sogar einen etwas kleineren Wert als bei Zimmertemperatur <sup>2)</sup>. Bei endlicher Zähigkeit behält die an der Wand haftende Grenzschicht der Strömung eine merkliche Dicke, und es bedarf bei endlicher Wärmeleitzahl eines endlichen Temperaturgefälles, um Wärme zu übertragen.

Um die durch vorstehende Überlegungen gefundene Steigerung der Wärmeübertragung bei Annäherung an den kritischen Zustand der Flüssigkeit auch experimentell nachzuweisen, wurden schon im Jahre 1939 vom Verfasser die folgenden Versuche angestellt.

Ein Stahlstab von 30 mm Durchmesser und 250 mm Länge war nach Abb. 3 mit einem inneren Hohlraum versehen, der mit Ammoniak in solcher Menge gefüllt war, daß bei der kritischen Temperatur, die bei diesem Stoff  $133^{\circ}\text{C}$  beträgt, die Flüssigkeit gerade den ganzen Hohlraum einnimmt. Bei Zimmertemperatur sind dann bekanntlich etwa ein Drittel des Volumens

mit Flüssigkeit und zwei Drittel mit Dampf gefüllt, da das spezifische Volumen aller Flüssigkeiten beim kritischen Punkt etwa dreimal so groß ist wie bei atmosphärischem Druck.

An dem Stahlstab wurden bei Beheizung von unten und Kühlung von oben Messungen des Wärmeleitvermögens ausgeführt, so, als wenn er aus homogenem Material bestünde. Die dabei im Bereich des Hohlraums ermittelten scheinbaren oder äquivalenten Wärmeleitzahlen in kcal/m h grd sind in Abb. 3 als kleine Kreise in Abhängigkeit von der mittleren Temperatur des Stabes aufgetragen. Zum Vergleich ist unten als waagerechte

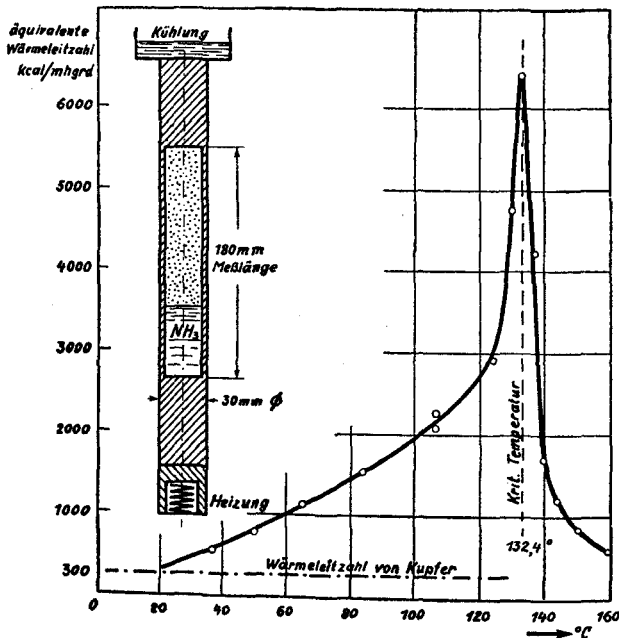


Abb. 3. Äquivalente Wärmeleitzahl eines mit Flüssigkeit gefüllten Strahlrohres, wenn die Flüssigkeit ihrem kritischen Zustand nahekommt

strichpunktierte Linie die in dem angegebenen Temperaturbereich praktisch konstante Wärmeleitzahl des Kupfers von 300 kcal/m h grd eingezeichnet. Man sieht, daß der Stahlstab, dessen volles Material eine Wärmeleitzahl von 50 kcal/m h grd hat, in seinem hohlen Teil, wo das flüssige Ammoniak nur das untere Drittel des Hohlraumes erfüllt und sich darüber Dampf befindet, bei 20° C bereits ein höheres äquivalentes Wärmeleitvermögen als ein massiver Kupferstab besitzt. Diese Erscheinung erklärt sich folgendermaßen: das Ammoniak siedet in dem unteren Teil des Hohlraumes, der gebildete Dampf schlägt sich an den kälteren oberen Wandteilen nieder, und das Kondensat läuft an der Wand herunter. Diese Verdampfung und Kondensation ergibt die hohe Wärmetransportleistung. Mit steigender Temperatur nimmt die äquivalente Wärmeleitzahl auf ein Vielfaches des Wertes von Kupfer zu, und man braucht eine recht empfindliche Temperatur-

messung, um das sehr geringe Temperaturgefälle längs des Stabes überhaupt zu messen. Bei Annäherung an die kritische Temperatur des Ammoniaks von  $133^{\circ}\text{C}$  steigt das äquivalente Wärmeleitvermögen außerordentlich an bis zu dem höchsten gemessenen Wert von über  $6000 \text{ kcal/m h grad}$ . Das hohle Stahlrohr verhält sich, als wenn es aus einem Material mit der zwanzigfachen Wärmeleitzahl von Kupfer bestände. Damit ist die aus theoretischen Überlegungen gefolgerte starke Zunahme des Wärmetransportes durch natürliche Konvektion bei Annäherung an den kritischen Punkt auch experimentell nachgewiesen. Wegen der bequemerer Versuchsbedingungen war Ammoniak als Versuchsflüssigkeit gewählt worden, aber bei Wasser sind dieselben Erscheinungen zu erwarten.

### Die Ermittlung der Wärmeübergangszahl im Fliehkraftfelde mit Hilfe von Ähnlichkeitsbetrachtungen

Bei Überschreiten der kritischen Temperatur nimmt die äquivalente Wärmeleitzahl rasch wieder ab, aber bestehen bleibt die Wirkung der Fliehkraft, deren Einfluß wir im folgenden zahlenmäßig abschätzen werden: Mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie des Wärmeüberganges kann man die Ergebnisse von Versuchen über die Wärmeabgabe geheizter Platten an ruhende Luft bei normaler Schwere<sup>3)</sup> auf unseren Fall der wassergefüllten Rohre bei Fliehkraftbeschleunigungen von der 50 000fachen Größe der Schwerebeschleunigung übertragen und dabei sogar zahlenmäßig zutreffende Werte erhalten. Auf die Einzelheiten dieser Berechnung einzugehen, würde hier zu weit führen. Die Übertragung der Messung an ebenen Platten auf den Hohlzylinder der Schaufelbohrung wird dadurch gerechtfertigt, daß die Dicke der Grenzschicht der nach innen gerichteten Strömung der erwärmten Flüssigkeit an der Wand der Bohrung klein gegen den Durchmesser selbst der engsten Bohrung von 2 mm bleibt. Man darf sich daher die innere Oberfläche der Bohrung als in eine ebene Fläche aufgerollt vorstellen.

In dieser Weise kommt man auf Wärmeübergangszahlen an der inneren Wand der Bohrung von etwa  $\alpha = 30\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h grad}$ , während auf der gasbespülten Außenseite der Turbinenschaufel bei den im praktischen Betrieb vorkommenden Strömungsgeschwindigkeiten die Wärmeübergangszahlen nur von der Größenordnung  $\alpha = 3000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h grad}$  sind. Da, wie Abb. 1 zeigt, die inneren Oberflächen der Bohrungen etwa ebenso groß sind wie die entsprechenden äußeren Oberflächenteile der Schaufel, teilt sich das gesamte Temperaturgefälle zwischen den  $1200^{\circ}$  des heißen Arbeitsgases und den etwa  $300^{\circ}$  des Wassers in den Bohrungen im umgekehrten Verhältnis der Wärmeübergangszahlen auf, und es bleibt die Schaufeltemperatur unter  $500^{\circ}\text{C}$ , wenn man noch das Temperaturgefälle im Stahl der Schaufel berücksichtigt. Temperaturen von  $500^{\circ}\text{C}$  sind mit schwach legierten Stählen auch im Dauerbetrieb zu beherrschen, wie die Erfahrungen mit Dampfturbinen beweisen.

Die Richtigkeit dieser theoretischen Überlegungen wurde durch Erfahrungen mit einer Versuchsturbine bestätigt, deren Läufer und Schaufeln aus schwach legiertem, nicht hochhitzebeständigem Stahl in der beschrie-

benen Weise gekühlt waren. Auch die Leitschaufeln waren wassergekühlt. Diese Maschine lief 1943 anstandslos mit einer Gastemperatur von  $1200^{\circ}\text{C}$ , und sie würde vermutlich noch höhere Temperaturen ausgehalten haben, wenn das aus hochhitzebeständigem Stahlblech bestehende und nur durch Anblasen mit Luft gekühlte Gehäuse es zugelassen hätte. Es war ein ungewohnter Anblick, eine Turbine hoher Drehzahl in einem völlig rotglühenden Gehäuse laufen zu sehen.

Der Schluß von der ebenen Platte auf die Zylinderfläche der Bohrung läßt sich durch Modellversuche an ähnlich, d. h. unter Beibehaltung des Verhältnisses Länge zu Durchmesser, vergrößerten Zylindern vermeiden auf Grund folgender Überlegungen:

In ähnlich begrenzten Räumen hängt bei natürlicher Konvektion die dimensionslose Wärmeübergangszahl  $Nu = \alpha d/\lambda$  nur von zwei dimensionslosen Kenngrößen ab:

der Grashof'schen Zahl  $Gr = d^3 b \beta \Theta/\nu^2$  und

der Prandtl'schen Zahl  $Pr = \nu/\alpha$ .

Dabei bedeuten

$\alpha$  die Wärmeübergangszahl,

$d$  der Rohrdurchmesser als kennzeichnendes Längenmaß,

$\lambda$  die Wärmeleitzahl,

$b$  die Beschleunigung des Feldes,

$\beta$  der Ausdehnungskoeffizient,

$\Theta$  die Übertemperatur Wand gegen Flüssigkeit,

$\nu$  die kinematische Zähigkeit,

$\alpha = \lambda/c\gamma$  die Temperaturleitfähigkeit,

$c$  die spezifische Wärme und

$\gamma$  das spezifische Gewicht der Flüssigkeit.

Wählt man für den Modellversuch eine Flüssigkeit von gleicher Prandtl'scher Zahl wie Wasser, so ist die Nusselt'sche Zahl  $Nu$  nur eine Funktion der Grashof'schen Zahl  $Gr$ . Sind darin die Größen  $\beta$ ,  $\Theta$  und  $\nu$  oder genauer die Werte des Ausdrucks  $\beta \Theta/\nu^2$  nicht wesentlich verschieden, so kommt es allein auf die Größe von  $d^3 b$  an. Diesem Produkt kann man bei dem Modellversuch mit gewöhnlicher Schwere  $b = g$  denselben Wert geben wie im Fliehkraftfelde mit der Beschleunigung  $b = mg$ , wenn man das Modell im Verhältnis  $\sqrt[3]{m}$  gegenüber der Turbinenschaufelbohrung vergrößert. Man kommt dann bei Bohrungsdurchmessern von 2 bis 3 mm und Fliehkraftbeschleunigungen von 50 000 g auf handliche Zylinderdurchmesser des Modells von etwa 6 bis 10 cm, an dem sich bequem Messungen ausführen lassen. Versuche dieser Art konnten im Wärme-technischen Institut der Technischen Hochschule Braunschweig dank der Unterstützung durch die Braunschweigische Wissenschaftliche Gesellschaft begonnen werden.

## Zusammenfassung

In rasch rotierenden Körpern, z. B. in den Läufern von Strömungsmaschinen für hohe Drehzahlen, treten große Beschleunigungskräfte auf, die bei technischen Gasturbinen die Größenordnung des 50 000fachen der Schwerkraft erreichen. Die Schaufel einer solchen Turbine beansprucht demnach ihre Befestigungsstelle am Läufer mit diesem Vielfachen ihres Eigengewichts. Das starke Beschleunigungsfeld beeinflusst manche Erscheinung in überraschender Weise. In dieser Arbeit wird die Frage der Wärmeübertragung in den wassergefüllten Bohrungen behandelt, die nach den Vorschlägen des Verfassers zum Zwecke der Kühlung in Schaufeln von Verbrennungsturbinen angebracht werden. Auf diese Weise gelingt es, die Schaufeln so wirksam zu kühlen, daß bei Temperaturen des Arbeitsgases von 1200° die Temperatur des Werkstoffs unter 500° C bleibt. Eine nach diesen Gesichtspunkten gebaute Versuchsturbine mit Schaufeln aus schwach legiertem, nicht hochhitzebeständigem Stahl ist 1943 mit 1200° Gastemperatur gelaufen.

## Literatur

- <sup>1)</sup> Der Inhalt dieser Arbeit war im wesentlichen schon in dem Vortrag des Verfassers „Möglichkeiten der Gasturbine als Flugzeugantrieb“ am 2. Oktober 1942 auf einer Sitzung der Deutschen Akademie der Luftfahrtforschung enthalten, der in den Geheimschriften der Akademie (Schr 1055/42 gKdos. S. 59—77) abgedruckt ist.
- <sup>2)</sup> E. Schmidt u. W. Sellschopp, Forschg. Ing. Wes. Bd. 3 (1932), S. 277.
- <sup>3)</sup> E. Schmidt u. W. Beckmann, Forschg. Ing. Wes. Bd. 1 (1930), S. 341.